

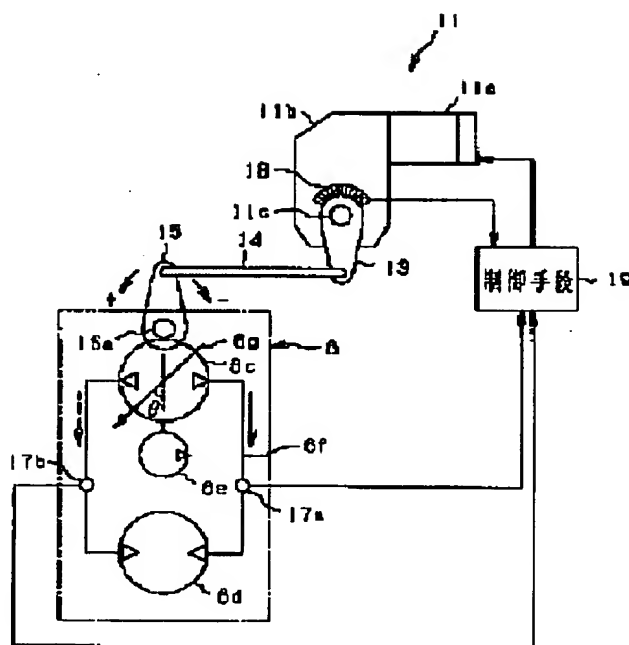
## RUNNING CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

**Patent number:** JP9079375  
**Publication date:** 1997-03-25  
**Inventor:** MIYAMOTO YASUHIKO  
**Applicant:** FUJI HEAVY IND LTD  
**Classification:**  
- international: ***B60K17/10; F16H61/40; B60K17/10; F16H61/40;***  
***(IPC1-7): F16H61/40; B60K17/10; F16H59/68***  
- european:  
**Application number:** JP19950236991 19950914  
**Priority number(s):** JP19950236991 19950914

**Report a data error here**

## Abstract of JP9079375

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide excellent running performance without exerting an excess load on a prime mover even when a load during running is changed. **SOLUTION:** In a control means 19, based on a pump oil pressure detected by an oil pressure sensor 17a or 17b located in the oil pressure route 6f of a hydrostatic continuously variable transmission 6, a pump flow rate of a hydraulic pump 6c arranged at the hydrostatic continuously variable transmission 6 is set. Provided an absorption horse power exerted by the engine of the hydrostatic continuously variable 6 is PS, a pump oil pressure is P, and a pump flow rate is Q, a relation of  $PS = P \cdot Q / \eta$  (&eta is total efficiency) is established. Since the pump oil pressure P is a value fluctuated according to the suction load of the hydrostatic continuously variable transmission 6, when the suction horse power PS is kept at a constant value, by setting the pump flow rate Q to a value inverse proportional to the pump oil pressure P, a running vehicle is reasonably run in correspondence to a load fluctuation without exerting an excess load on the engine. 1%.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

(11) 特許出願公開番号

特開平9-79375

(43) 公開日 平成9年(1997)3月25日

(51) Int. Cl. <sup>G</sup>

識別記号

FI

F16H 61/40

F16H 61/40

P

B60K 17/10

B60K 17/10

C

// F16H 59:68

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平7-236991

(22) 出願日 平成7年(1995)9月14日

(71) 出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72) 発明者 宮本 康彦

東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会

社スバル研究所内

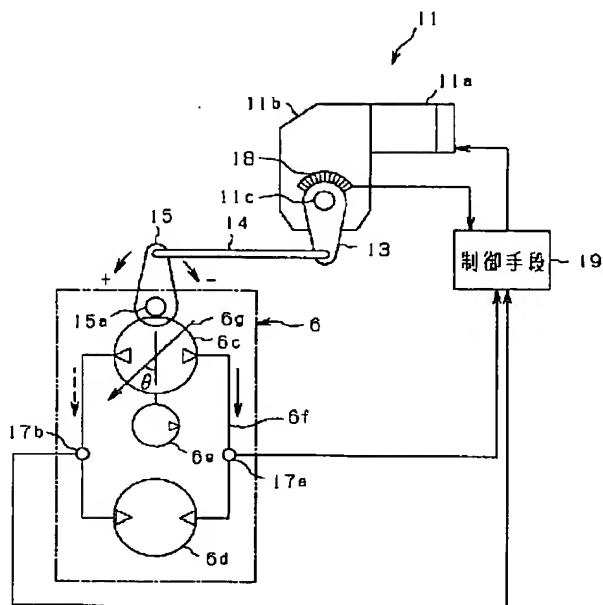
(74) 代理人 弁理士 伊藤 進

(54) 【発明の名称】 車輛の走行制御装置

(57) 【要約】

【課題】走行時の負荷が変化しても原動機に過負荷を与えることなく、良好な走行性能を得る。

【解決手段】制御手段１９では、静油圧無段変速装置６の油圧経路６ｆに介装した油圧センサ１７ａ或いは１７ｂで検出したポンプ油圧に基づき、上記静油圧無段変速装置６に設けた油圧ポンプ６ｃのポンプ流量を設定する。上記静油圧無段変速装置６のエンジンから受ける吸収馬力を $PS$ 、ポンプ油圧を $P$ 、ポンプ流量を $Q$ としたとき、 $PS = P \cdot Q / \eta$  ( $\eta$ :全効率)の関係にあり、ポンプ油圧 $P$ が静油圧無段変速装置６の吸収負荷で変動する値であるため、吸収馬力 $PS$ を一定になるようにすると、ポンプ流量 $Q$ をポンプ油圧 $P$ に反比例する値で設定することで、エンジンに過負荷を与えることなく、走行車輛を負荷変動に対応して無理なく走行させることが可能となる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 原動機の出力を静油圧無段変速装置を介して走行駆動系に伝達する走行車輛において、上記静油圧無段変速装置の油圧経路に圧力検知手段を介装し、

この圧力検知手段で検知したポンプ油圧に基づき、上記静油圧無段変速装置の吸収馬力が略一定となるポンプ流量を設定する制御手段とを備えることを特徴とする車輛の走行制御装置。

【請求項 2】 前記ポンプ流量は前記圧力検知手段で検知したポンプ油圧に応じて段階的に設定されることを特徴とする請求項 1 記載の車輛の走行制御装置。

【請求項 3】 原動機の出力を、静油圧無段変速装置を介して走行駆動系に伝達すると共に車輛搭載の補機類を駆動する油圧ポンプに伝達する走行車輛において、上記静油圧無段変速装置と上記油圧ポンプとの油圧経路に圧力検知手段を各々介装し、

上記両圧力検知手段で検知したポンプ油圧の総和に基づき、上記原動機の出力に対応した吸収馬力となる上記静油圧無段変速装置のポンプ流量を設定する制御手段を備えることを特徴とする車輛の走行制御装置。

【請求項 4】 前記ポンプ流量は前記両圧力検知手段で検知したポンプ油圧の総和に基づき段階的に設定されることを特徴とする請求項 3 記載の車輛の走行制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】本発明は、静油圧無段変速装置を搭載する車輛に関し、詳しくは、静油圧無段変速装置のポンプ流量を走行及び作業負荷に応じて可変設定する車輛の走行制御装置に関する。

## 【 0 0 0 2 】

【従来の技術】従来から、自律走行作業車、草刈り機、防除機、除雪機、建設機械等の各種作業用走行車輛では、原動機の出力を静油圧無段変速装置、或いはベルト式無段変速装置を介して走行駆動系に伝達することで、登坂走行等により負荷が変動しても、エンジン、モータ等の原動機に過負荷を与えることなく、原動機トルクを常時最大限に活用することのできる技術が種々提案されている。

【 0 0 0 3 】例えば、特開平 5 - 3 0 2 6 7 2 号公報には、通常走行は、エンジン負荷に応じてスロットル開度を可変設定することで、エンジン回転数が定格回転を維持するように制御し、一方、スロットル全開でもエンジンが定格回転に至らないときは、過負荷と判断し、静油圧無段変速装置のポンプ流量を制限することで、車速を減速制御して、過負荷を回避すると共に、エンジン回転を定格回転に戻す技術が開示されている。

【 0 0 0 4 】又、特開平 5 - 6 5 0 3 6 号公報では、エンジンとトランスミッションとの間に、ベルト式無段変速装置を介装し、走行時の負荷に応じてベルト式無段変

速装置の減速比を可変設定すると共に車速を常時検出し、上記ベルト式無段変速装置にて設定された減速比により車速が変化したときは、スロットル開度を調整してエンジン回転数を車速が一定となる方向へ制御する技術が開示されている。

## 【 0 0 0 5 】

【発明が解決しようとする課題】しかし、前者の先行技術では、過負荷運転と判断した後に静油圧無段変速装置を減速制御しているため、過負荷発生後、エンジン回転数が定格回転に上昇するまでの間、エンジン回転数が一時的に低下してしまい車輛走行が不安定化する。更に、過負荷を検出する毎に静油圧無段変速装置が減速制御され、操作レバーにより人為的に増速操作しない限り、減速状態が維持されているので、一旦減速制御された後に、負荷が軽減されたときには、エンジンの出力と静油圧無段変速装置の吸収負荷とが不均衡になり、適正なエンジントルク下での走行が困難になるばかりでなく、静油圧無段変速装置を増速しようとするには、操作レバーを人為的に操作しなければならないため、切換え操作が煩雑である。

【 0 0 0 6 】又、後者の先行技術では、路面の起伏が変化しても常に走行速度を一定に制御しようとするので、登坂路走行等のように比較的大きなトルクを必要とするときには、自動的にベルト式無段変速装置の減速比が大きくなり、更に、車速が低下した分、エンジン回転数を増速して一定車速を維持しようとする。従って、ある程度の負荷に抗して一定車速で走行させるためには、出力に余裕のあるエンジンを搭載して十分な走行性能を確保する必要があり、その結果、車体に比較的大きなエンジンを搭載することになり、車輛が大型化し、車体重量が増し、燃費が悪くなるばかりか、製品コストがアップしてしまう。

【 0 0 0 7 】本発明は、上記事情に鑑みてなされたもので、負荷変動に対応した走行性能を得ることができ、しかも原動機出力と静油圧無段変速装置の吸収負荷との最適化が図れ、走行及び作業負荷に対応した適正な出力の原動機を搭載することができて、車体重量の軽量化が図れ、さらには、路面のいかなる起伏の変化に対しても原動機に過負荷を与えることなく最適な走行性能を得ることのできる車輛の走行制御装置を提供することを目的とする。

## 【 0 0 0 8 】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため請求項 1 記載の発明は、原動機の出力を静油圧無段変速装置を介して走行駆動系に伝達する走行車輛において、上記静油圧無段変速装置の油圧経路に圧力検知手段を介装し、この圧力検知手段で検知したポンプ油圧に基づき、上記静油圧無段変速装置の吸収馬力が略一定となるポンプ流量を設定する制御手段とを備えることを特徴とする。

10

20

30

40

50

【 0 0 0 9 】請求項 2 の発明は、請求項 1 記載の発明において前記ポンプ流量は前記圧力検知手段で検知したポンプ油圧に応じて段階的に設定されることを特徴とする。

【 0 0 1 0 】請求項 3 記載の発明は、原動機の出力を、静油圧無段変速装置を介して走行駆動系に伝達すると共に車輛搭載の補機類を駆動する油圧ポンプに伝達する走行車輛において、上記静油圧無段変速装置と上記油圧ポンプとの油圧経路に圧力検知手段を各々介装し、上記両圧力検知手段で検知したポンプ油圧の総和に基づき、上記原動機の出力に対応した吸収馬力となる上記静油圧無段変速装置のポンプ流量を設定する制御手段を備えることを特徴とする。

【 0 0 1 1 】請求項 4 記載の発明は、請求項 3 記載の発明において、前記ポンプ流量は前記両圧力検知手段で検知したポンプ油圧の総和に基づき段階的に設定されることを特徴とする。

【 0 0 1 2 】請求項 1 記載の発明では、静油圧無段変速装置の油圧経路に介装した圧力検知手段で検知した油圧データが制御手段に出力されると、制御手段では、入力された油圧データに基づき、静油圧無段変速装置の吸収馬力が略一定となるポンプ流量を設定する。上記静油圧無段変速装置の油圧とポンプ流量とは、該静油圧無段変速装置の吸収馬力を一定とした場合に反比例の関係にあり、ポンプ流量を増量させることで、車速が増加する反面、出力トルクが減少し、又、ポンプ流量を減少させることで車速が減少される反面、出力トルクが増加する。

【 0 0 1 3 】請求項 2 記載の発明では、上記請求項 1 記載の発明において、前記ポンプ流量を前記圧力検知手段で検知したポンプ油圧に応じて段階的に設定することで、制御手段による走行制御が容易になる。

【 0 0 1 4 】請求項 3 記載の発明では、静油圧無段変速装置の油圧経路と補機類を駆動する油圧ポンプの油圧経路に各々介装した圧力検知手段で検知したそれぞれの油圧データが制御手段に出力されると、この制御手段では、入力された各油圧データの総和に基づき、上記原動機の出力に対応した吸収馬力となる上記静油圧無段変速装置のポンプ流量を設定する。上記静油圧無段変速装置の油圧とポンプ流量とは、該静油圧無段変速装置の吸収馬力を一定とした場合に反比例の関係にあり、静油圧無段変速装置のポンプ流量を各油圧データの総和に基づき設定することで、静油圧無段変速装置及び補機類を駆動する油圧ポンプの各吸収馬力の総和と、原動機の出力とが常に一定の関係になる。

【 0 0 1 5 】請求項 4 記載の発明では、請求項 3 記載の発明において、前記ポンプ流量を前記両圧力検知手段で検知したポンプ油圧の総和に基づき段階的に設定することで、静油圧無段変速装置による走行車輛の増減速制御が容易になる。

【 0 0 1 6 】

【発明の実施の形態】以下、図面に基づいて本発明の一実施の形態を説明する。図 1 ～ 図 5 に本発明の第 1 実施の形態を示す。

【 0 0 1 7 】図 4 の符号 1 は作業用走行車輛で、車体 1 a の前部に操舵輪 2、後部に駆動輪 3 が配設されていると共に、前部に原動機の一例であるエンジン 4 が搭載されている。このエンジン 4 に連設するプロペラシャフト 5 が車体後方へ延出されて、静油圧無段変速装置 6 のポンプ入力軸 6 a に連設され、この静油圧無段変速装置 6 のモータ出力軸 6 b が終減速機 8 を介して上記駆動輪 3 に連設されている。又、上記車体 1 a の後部に、補機類の一例であるリール式芝刈り作業機（以下、単に「芝刈り作業機」という） 9 が複数連設されており、この各芝刈り作業機 9 に設けた回転刃 9 a を駆動する油圧モータ 1 0 が、上記プロペラシャフト 5 に対して連設自在な作業機用油圧ポンプ 7 に油圧経路 7 a を介して連設されている。

【 0 0 1 8 】尚、本実施の形態では静油圧無段変速装置 6 として周知の斜板式ピストンポンプ・モータを採用しており、図 1 に示すように駆動側の油圧ポンプ 6 c と従動側の油圧モータ 6 d とを備え、油圧ポンプ 6 c には油圧経路 6 f 内の漏れを補償するチャージポンプ 6 e が連設されている。上記油圧ポンプ 6 c は上記ポンプ入力軸 6 a の回転によりポンプ斜板 6 g を介してシリンダブロック内のピストンを往復運動させて、高圧の油を上記油圧モータ 6 d へ送給する。油圧モータ 6 d は上記油圧ポンプ 6 c とほぼ同一構造であり、上記油圧ポンプ 6 c からのポンプ油圧にてシリンダブロック内のピストンが往復運動しモータ斜板を介して上記モータ出力軸 6 b を回転させる。

【 0 0 1 9 】上記油圧モータ 6 d へ送給する油の流量は、上記ポンプ入力軸 6 a に設けた上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  を操作することで、上記油圧ポンプ 6 c のピストン押しのけ容積を調整して設定される。

【 0 0 2 0 】図 1 に示すように、上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  は斜板操作アクチュエータ 1 1 によって制御される。この斜板操作アクチュエータ 1 1 には、制御手段 1 9 からの駆動信号により回転する電動モータ 1 1 a と、この電動モータ 1 1 a の回転を減速する減速機 1 1 b とが備えられており、この減速機 1 1 b の出力軸 1 1 c が回転レバー 1 3、ロッド 1 4 を介して上記静油圧無段変速装置 6 側へ延出され、この静油圧無段変速装置 6 に設けた傾角操作レバー 1 5 に連設されている。この傾角操作レバー 1 5 には、上記ポンプ斜板 6 g に連設する傾角操作回転軸 1 5 a が軸着されており、上記傾角操作レバー 1 5 を図 1 の中立位置から反時計回り（+）方向へ回動させると、上記傾角操作回転軸 1 5 a がポンプ斜板 6 g を操作して、実線で示す方向へ油を吐出させて油圧モータ 6 d を正転させる。又、上記操作レバー 1 5 を中立位置から時計回り（-）方向へ回動させると、上記

ポンプ斜板6gが反対方向へ傾斜し、油は破線で示す方向へ吐出して油圧モータ6dを逆転させる。更に、油圧ポンプ6cのポンプ油量Qは、上記傾角操作レバー15の傾倒角によって可変する。すなわち、この傾角操作レバー15の傾倒角を大きくすると上記ポンプ斜板6gの傾角θが大きくなり、ピストン押しのけ容積が増加してポンプ流量が増量される。一方、傾角操作レバー15を中立位置へ近づけるに従って、ポンプ斜板6gの傾角θが小さくなり、ピストン押しのけ容積が減少してポンプ流量が減量される。

【0021】又、上記静油圧無段変速装置6の油圧経路6fには、正転時と逆転時の上記油圧モータ6dへのポンプ油圧Pをそれぞれ検知する圧力検知手段の一例である油圧センサ17a、17bが介装されており、更に、上記減速機11bの出力軸11cにポテンションメータ18が連設されている。

【0022】上記制御手段19では、上記各油圧センサ17a、17bで検出した油圧データに基づき、上記静油圧無段変速装置6の吸収馬力PSを一定にするように油圧ポンプ6cのポンプ流量を制御する。尚、上記静油圧無段変速装置6の吸収馬力PSは次式に基づいて算出することができる。

$$PS = (P \cdot Q) / (4.5 \times 10^5 \cdot \eta) \quad [\text{HP}] \quad \cdots (1)$$

ここで、Pは油圧モータ6dへのポンプ油圧(Kg/cm<sup>2</sup>)、Qは油圧モータ6dへ供給するポンプ流量(cm<sup>3</sup>/min)、ηは油圧ポンプの入力と出力の割合を示す全効率である。

【0023】上記吸収馬力PSがエンジン4の定格出力に対して過負荷を与えることなく常に一定になるように、ポンプ流量Qを制御すれば、負荷が変動しても、エンジントルクを常時最大限に活用することができる。

【0024】一方、駆動系へ伝達される油圧モータ6dの出力トルクTは、次式から求めることができる。

$$T = P \cdot q / 2\pi \quad \cdots (2)$$

ここで、Pは油圧ポンプ6cのポンプ油圧(Kg/cm<sup>2</sup>)、qは1回転あたりの吐出量(cm<sup>3</sup>/rev)である。

【0025】上記油圧モータ6dのモータ斜板は最大トルクが発生し得る状態、すなわち最大傾角に固定されており、従って、上記油圧モータ6cの1回転あたりの吐出量qは固定値であるため、 $T \propto P$ であり、上記(1)式から、油圧ポンプ6cのポンプ流量Qを可変させることで、負荷に応じた最適な出力トルクTを得ることができる。

【0026】又、上記油圧モータ6dの回転数N(rp

$$m) \text{ は、} \\ N = Q / q \quad \cdots (3)$$

から求めことができ、qが固定値であるため、 $Q \propto N$ となり、しかも、終減速機8の減速比が一定であるため、 $Q \propto N \propto V$ であり、車速Vは回転数Nに比例して変化することが解る。

【0027】図3に示すように、上記静油圧無段変速装置6の油圧ポンプ6cのポンプ流量Qとポンプ斜板6gの傾角θとは比例関係にあり、ポンプ斜板6gの傾角θを調整することでポンプ流量Qを制御することができる。

【0028】上記制御手段19では、上記各油圧センサ17a、17bからの油圧データに基づいて油圧ポンプ6cのポンプ油圧Pを常時計測し、このポンプ油圧Pとエンジン出力との関係から、ポンプ流量Q（直接的にはポンプ斜板6gの傾角θ）を制御して、油圧モータ6dの出力トルクTと車速Vを設定する。

【0029】エンジン4に過負荷を与え得ることなく最大限のエンジントルクを活用することのできる吸収馬力PSを、予め実験等から求めて設定し、この吸収馬力PSを固定値とした場合、図2に示すように、P、Qは上記(1)式から、反比例の関係となり、又、走行時のポンプ油圧Pは、静油圧無段変速装置6の吸収負荷に応じて変化するため、このポンプ油圧Pを油圧センサ17a或いは17bで検知し、静油圧無段変速装置6の吸収負荷に対応するポンプ流量Q、すなわちポンプ斜板6gの傾角θを設定することで、エンジン4の定格出力と静油圧無段変速装置6の吸収負荷とを最適な状態に保つことができる。

【0030】次に、本実施の形態の作用について説明する。車体1aに搭載したエンジン4の駆動力は、プロペラシャフト5を介して静油圧無段変速装置6へ伝達され、この静油圧無段変速装置6で出力トルクが所定に設定された後、終減速機8を経て、後部の左右駆動輪3に出力される。

【0031】走行時の上記静油圧無段変速装置6に設けた油圧経路6f中のポンプ油圧Pは、走行負荷に応じて可変し、このポンプ油圧Pが油圧センサ17a或いは17bにより検知されて制御手段19へ出力される。

【0032】制御手段19では、上記油圧センサ17a或いは17bの油圧データに基づき、ポンプ斜板6gの傾角θ（油圧ポンプ6cのポンプ流量Q）を設定する。この制御手段19では、まず、斜板操作アクチュエータ11の電動モータ11aへ駆動信号を出力して、この電動モータ11aを所定に回転させる。すると、上記電動モータ11aに連設する減速機11bを介して、この減速機11bの出力軸11cに軸着する回転レバー13が回転し、この回転レバー13がロッド14を介して操作レバー15を同方向へ引く。すると、この操作レバー15に軸着する傾角操作回転軸15aが、静油圧無段変速装置6の油圧ポンプ6cに設けたポンプ斜板6gを押圧する。一方、ポンプ斜板6gの傾角θは、上記減速機11bの出力軸11cに設けたポテンションメータ18で計測されており、制御手段19では、このポテンションメータ19の計測データに基づき、上記ポンプ斜板6gの傾角θが設定傾角に達したかを判断し、設定傾角に

達したとき上記電動モータ 11 a の回転を停止し、上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  を固定する。

【0033】ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  が固定されると、静油圧無段変速装置 6 の油圧ポンプ 6 c のポンプ流量  $Q$  が決定され、油圧モータ 6 d は、このポンプ流量  $Q$  に比例した回転数  $N$  で回転する。その結果、作業用走行車輛 1 が油圧モータ 6 d の回転数  $N$  に比例した車速  $V$  で走行する。

【0034】図 2 に示すように、上記制御手段 19 では、ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  (油圧ポンプ 6 c の流量  $Q$ ) を、ポンプ油圧  $P$  の変化に従って 3 段階に制御し、静油圧無段変速装置 6 の吸収馬力  $PS$  がエンジン 4 の定格出力を越えないように制御する。

【0035】上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  は、登坂路走行等、路面の起伏による負荷変動に従って可変設定され、平坦地  $L0$  を走行時には最大傾角  $\theta1$ 、緩登坂  $L1$  を走行時には中間傾角  $\theta2$ 、急登坂  $\theta3$  を走行時には最小傾角  $\theta3$  に設定される。上記静油圧無段変速装置 6 に設けた油圧ポンプ 6 d の出力トルク  $T$  は、ポンプ油圧  $P$  に比例し (2) 式参照)、又、回転数  $N$  は、ポンプ流量  $Q$  に比例し (3) 式参照)、しかも、ポンプ油圧  $P$  とポンプ流量  $Q$  とは、吸収馬力  $PS$  を一定とした場合、反比例の関係にある (1) 式参照)。従って、平坦地  $L0$  を走行時には、小さい駆動トルクで、高速走行され、緩登坂  $L1$  を走行時には、比較的大きな駆動トルクで中速走行する。更に、急登坂  $L2$  を走行時には、最大の駆動トルクで低速走行する。その結果、エンジン 4 に過負荷がかからず、しかも、エンジン 4 の出力トルクを最大限活用することができる。

【0036】次に、上記制御手段 19 によるポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  の切換えタイミングを図 2、図 5 に基づいて説明する。平坦地  $L0$  を走行中のポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  は最大傾角  $\theta1$  に設定されている。走行中に路面が緩登坂  $L1$  になると、走行負荷が増加するので上記静油圧無段変速装置 6 の油圧経路 6 f 内のポンプ油圧  $P$  が上昇し、このポンプ油圧  $P$  が第 1 の限界油圧  $P1$  に近接したとき、ポンプ油圧  $P$  とポンプ流量  $Q$  との積が吸収馬力  $PS$  を越える前に、ポンプ斜板 6 g を中間傾角  $\theta2$  に設定する。その結果、ポンプ流量  $Q$  が中間流量  $Q2$  まで低減され、車速  $V$  が中速  $V2$  に減速されると共に、出力トルク  $T$  が相対的に上昇し、緩登坂  $L1$  を無理なく走行する。

【0037】その後、ポンプ油圧  $P$  が更に上昇し、第 2 の限界油圧  $P2$  に近接したとき、すなわち、路面が急登坂  $L2$  になったときには、ポンプ斜板 6 g を最小傾角  $\theta3$  に設定する。その結果、ポンプ流量  $Q$  が更に絞り込まれて最小流量  $Q3$  となり、車速  $V$  が低速  $V3$  まで減速されると共に、出力トルク  $T$  が相対的に上昇し、急登坂  $L2$  の走行が可能になる。尚、作業用走行車輛 1 の最大登坂能力は、ポンプ油圧  $P$  が最大限界油圧  $P3$  を超えない

範囲となる。

【0038】一方、走行中の路面の起伏が変化し、急登坂  $L2$  から平坦地  $L0$  へ移行すると、ポンプ油圧  $P$  が次第に低下する。そして、上記第 2 の限界油圧  $P2$  よりも低く、第 1 の限界油圧  $P1$  よりも高い、第 5 の限界油圧  $P5$  に達すると、上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  を中間傾角  $\theta2$  に設定する。すると、ポンプ流量  $Q$  が中間流量  $Q2$  に増量され、車速  $V$  が中速  $V2$  に増速される。その後、上記ポンプ油圧  $P$  が更に低下し、上記第 1 の限界油圧  $P1$  よりも低い第 4 の限界油圧  $P4$  に達すると、ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  が、最大傾角  $\theta1$  に設定され、作業用走行車輛 1 は、平坦地  $L0$  を高速  $V1$  で走行する。

【0039】このように、本実施の形態では、静油圧無段変速装置 6 の吸収馬力  $PS$  が、常に一定になるようにポンプ流量  $Q$  を制御しているので、エンジン 4 に過負荷がかからず、常に最大限の出力トルクをエンジン 4 から得ることができる。

【0040】尚、上記ポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  は、ポンプ油圧  $P$  に応じて連続的に可変設定するようにしても良い。又、静油圧無段変速装置 6 は、斜板式ピストンポンプ・モータに限らず、種々の可変容量式油圧ポンプ・モータを採用することができる。

【0041】図 6 に本発明の第 2 実施の形態を示す。車体 1 a の後部に複数配設する芝刈り作業機 9 を走行中に稼働させると、エンジン 4 の定格出力の一部が上記芝刈り作業機 9 にて消費されるため、その分、走行駆動に供する出力が低下する。本実施の形態では、ポンプ流量  $Q$  (実際にはポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$ ) を、上記芝刈り作業機 9 に供されたポンプ油圧を加味した値で設定することで、作業用走行車輛 1 の走行を、エンジン 4 に過負荷を与えることなく、安定走行させるようにしたものである。

【0042】すなわち、上記芝刈り作業機 9 に設けた回転弁 9 a を駆動する油圧モータ 10 と作業機用油圧ポンプ 7 とを連通する油圧経路 7 a に油圧センサ 20 を介装し、この油圧センサ 20 で検知した油圧データを上記制御手段 19 へ出力する。

【0043】制御手段 19 では、静油圧無段変速装置 6 の油圧経路 6 f に介装した油圧センサ 17 a 或いは 17 b の油圧データと、上記油圧センサ 20 の油圧データとに基づき、静油圧無段変速装置 6 のポンプ斜板 6 g の傾角  $\theta$  を設定する。その結果、上記静油圧無段変速装置 6 の吸収馬力  $PS$  と、上記作業機用油圧ポンプ 7 の吸収馬力との総和が常に一定になるように走行制御されるため、芝刈り作業機 9 が稼働中であっても、さらには、この芝刈り作業機 9 の負荷が変動しても、エンジン 4 が過負荷となることなく、エンジントルクを常時最大限に活用することができる。

【0044】尚、本発明は上記各実施の形態に限るものではなく、例えば、原動機はエンジンに限らず電動モ-

タであっても良く、又、圧力検知手段は油圧センサに限らず所定の圧力で動作する油圧スイッチであっても良く、この場合、複数の油圧スイッチで油圧の変化を段階的に検出する。

#### 【 0 0 4 5 】

【発明の効果】以上、説明したように本発明によれば、請求項 1 記載の発明では、車速を設定する静油圧無段変速装置の変速制御を、この静油圧無段変速装置の吸収馬力を略一定として油圧経路に介装した圧力検知手段で検知したポンプ油圧に基づいてポンプ流量を設定するようにしたので、原動機に対して過負荷を与えることなく、負荷変動に対応した走行性能を得ることができる。

【 0 0 4 6 】又、吸収馬力が常に略一定に設定されるため、原動機出力と静油圧無段変速装置の吸収負荷との最適化が図れ、原動機は、走行及び作業負荷に対応した必要最小限のものを搭載すれば良く、その分、車体重量の軽量化が図れ、製造コストが低減され、燃費が改善される等、経済性が向上する。更に、静油圧無段変速装置の吸収負荷をポンプ油圧から検出するようにしたので、構成が簡素化されるとともに、吸収負荷を直接検出することができ制御性が向上する。

【 0 0 4 7 】又、静油圧無段変速装置の吸収負荷に応じて、ポンプ流量を可変設定するようにしたので、平坦地の走行では、ポンプ流量を増加して高速走行が可能となり、登坂走行では、ポンプ流量を低減して車速を減速させ、相対的に出力トルクを上昇させて、無理のない走行が可能になる。従って、路面にいかなる起伏の変化があっても原動機に過負荷を与えることなく、常に最適な走行性能を得ることができる。

【 0 0 4 8 】請求項 1 記載の発明において、請求項 2 に記載したように、上記ポンプ流量を上記静油圧無段変速装置のポンプ油圧に応じて段階的に制御することで、演算が容易となり、制御手段による走行制御が容易になる。

【 0 0 4 9 】請求項 3 に記載の発明では、上記静油圧無

段変速装置のポンプ流量を、この静油圧無段変速装置のポンプ油圧と、車体に併設し、原動機の出力で駆動する補機類のポンプ油圧との総和に基づいて設定するようにしたので、請求項 1 記載の発明の効果に加えて、原動機の出力に対して吸収馬力の総和が常に一定の関係になり、補機類の負荷が変動しても原動機に過負荷を与えることなく、走行車輛を負荷に応じて無理なく走行させることができる。

【 0 0 5 0 】請求項 3 記載の発明において、請求項 4 に記載したように、上記ポンプ流量を上記各ポンプ油圧に応じて段階的に制御することで、演算が容易となり、制御手段による走行制御が容易になる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】第 1 実施の形態による走行制御装置の全体構成図

【図 2】同、静油圧無段変速装置のポンプ油圧とポンプ斜板の傾角との関係を示す特性図

【図 3】同、ポンプ流量とポンプ斜板の傾角との関係を示す特性図

【図 4】同、作業用走行車輛の概略図

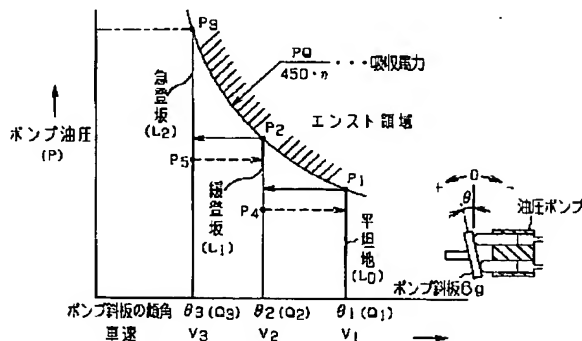
【図 5】同、作業用走行車輛の走行状態を示す説明図

【図 6】第 2 実施の形態による走行制御装置の全体構成図

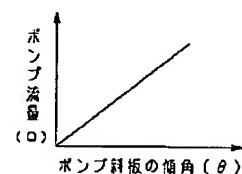
#### 【符号の説明】

- 1 走行車輛
- 3 駆動輪
- 4 エンジン（原動機）
- 6 静油圧無段変速装置
- 6 f, 7 a 油圧経路
- 1 7 a, 1 7 b 圧力検知手段（油圧センサ）
- 1 9 制御手段
- P ポンプ油圧
- P S 吸収馬力
- Q ポンプ流量

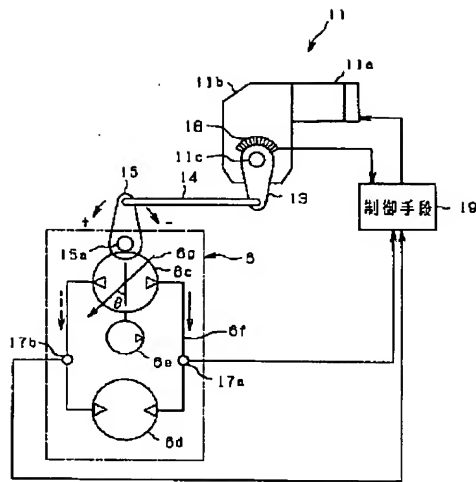
【図 2】



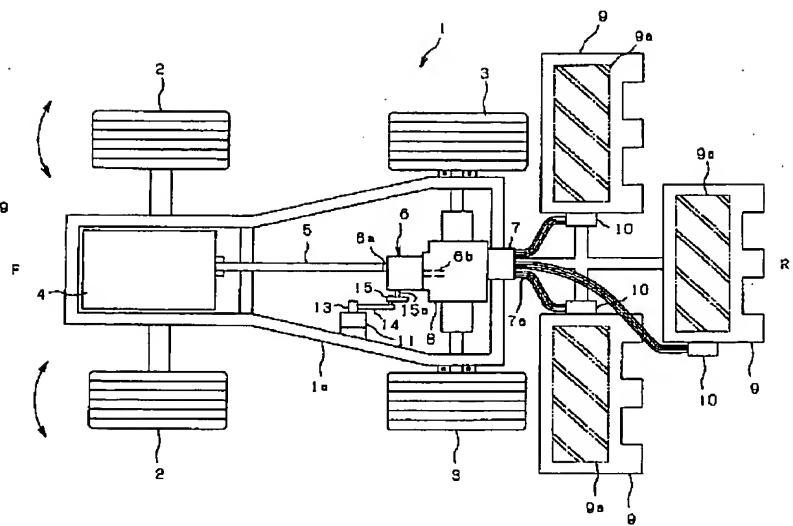
【図 3】



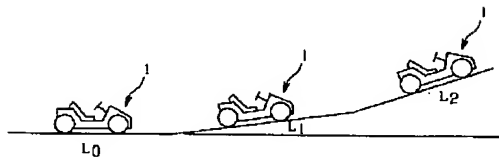
【図 1】



【図 4】



【図 5】



【図 6】

